

文章编号:1674-2869(2015)07-0071-04

# Y32-63A 型油压机液压系统改造

滕靖, 龚自明

湖北省农业科学院果树茶叶研究所, 湖北 武汉 430064

**摘要:**针对某厂生产的 Y32-63A 型压力机应用中出现的主油缸快进及回程速度慢, 导致空程及回程时间长、生产效率低, 以及主油缸保压后换向冲击现象影响被加工产品表面品质等问题, 结合主油缸快进及回程的理论速度和油路原理图进行分析判断, 主油缸结构限制了压力机的快速性能, 而主油缸油路设计不合理导致了换向冲击现象。更换具有快速油路的主油缸, 在卸压回程环节采用了顺序阀和自制阀门组合方式, 油路结构简单且成本低。经过在生产线上实际应用验证, 机床运行稳定, 运行参数达到了改造预期。

**关键词:**油压机; 改造; 液压系统; 主油缸

中图分类号: TG315.4

文献标识码: B

doi: 10.3969/j.issn.1674-2869.2015.07.015

## 0 引言

某厂有一台 Y32-63A 型压力机, 其液压站泵组由一台三项异步马达和一台柱塞泵构成, 马达型号 Y132S-4, 功率 5.5 kW, 额定转速 1 440 r/min, 柱塞泵型号为 25YCY。执行元件为主油缸一支, 直径 180 mm, 行程 500 mm, 副油缸一支, 直径 80 mm, 行程 200 mm。在生产过程中, 一方面主油缸快进及

回程速度慢, 导致空程及回程时间长, 生产效率低; 另一方面保压后复位存在冲击现象, 影响加工产品表面品质。针对以上的问题要求对液压系统进行改造, 改造后压力机主油缸快进和回程速度大于 100 mm/s, 同时消除保压后换向冲击现象。

## 1 液压系统存在的问题分析

图 1 为压力机改造前的油路原理图, 主油缸

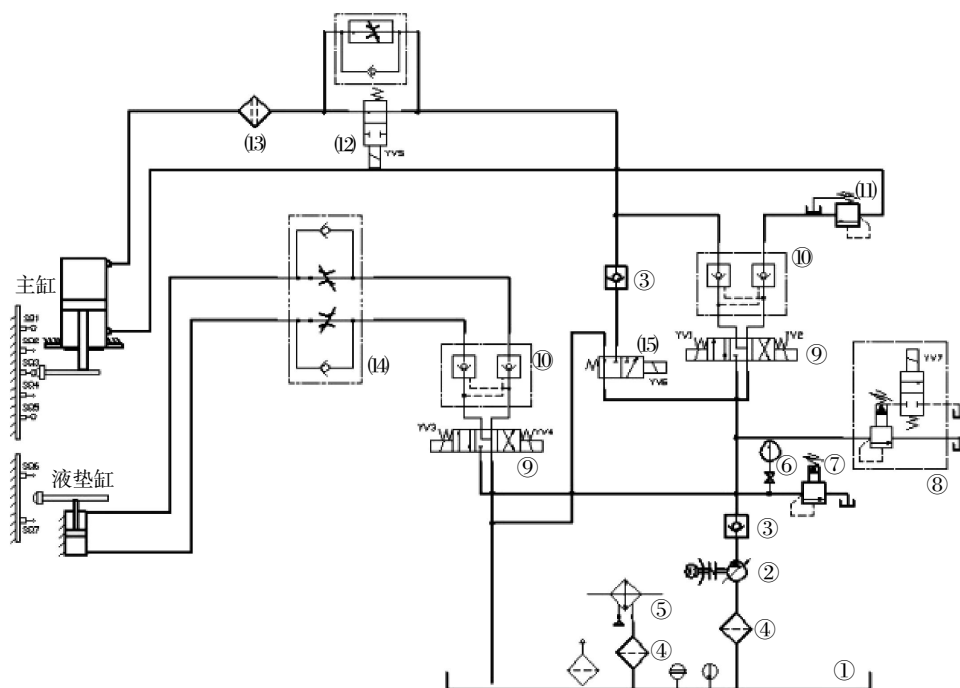


图 1 改造前的油路原理图

Fig.1 The oil circuit diagram before modification

注: 1. 油箱; 2. 马达泵组; 3. 单向阀; 4. 滤油器; 5. 冷却器; 6. 压力表; 7. 安全阀; 8. 电磁溢流阀; 9. 电磁阀; 10. 液压锁; 11. 溢流阀; 12. 电磁节流阀; 13. 高压滤油器; 14. 双向节流阀; 15. 快进电磁阀

收稿日期: 2015-05-15

作者简介: 滕靖 (1981-), 男, 河南驻马店人, 助理研究员, 硕士。研究方向: 机械产品开发、机电一体化系统设计及集成等。

设置了快进油路, 查看压力机技术资料得知主油缸活塞直径为 180 mm, 活塞杆直径为 125 mm, 计算得出快进和回程速度.

$$v_{\text{快进}} = \frac{25 \times 1440 \times 1000}{0.25 \times \pi \times 125^2 \times 60} = 48.9 \text{ mm}$$

$$v_{\text{回程}} = \frac{25 \times 1440 \times 1000}{0.25 \times \pi \times (180^2 - 125^2)} = 45.5 \text{ mm}$$

主油缸的结构和油泵大小决定了快进和回程速度, 将主油缸更换为带有快速通路的油缸, 可在不增加液压系统功率的情况下有效地提高运行速度<sup>[1]</sup>.

根据压力机说明书得知, 保压后回程油路压力通过溢流阀进行限制, 油泵工作在高压阶段, 会存在冲击现象, 同时造成不必要的损耗. 油路设计不合理引起冲击现象, 可以通过改进回程油路控制方式解决<sup>[2]</sup>.

## 2 改进方案

### 2.1 选择主油缸

根据技术改造要求, 主油缸活塞直径为 180 mm, 活塞杆直径  $d_{\text{杆}}$ , 其快速油腔杆直径  $d_{\text{快杆}}$  为

$$d_{\text{杆}} > \sqrt{180^2 - \frac{25 \times 1440 \times 1000}{0.25 \times \pi \times 60 \times 100}} = 157.4 \text{ mm}$$

$$d_{\text{快杆}} < \sqrt{\frac{25 \times 1440 \times 1000}{0.25 \times \pi \times 60 \times 100}} = 87.4 \text{ mm}$$

对比产品数据选出新油缸为某厂生产的专用压力机快速油缸, 其缸径和行程与改造前油缸相同, 活塞杆直径为 160 mm, 快速油腔杆直径为 45 mm.

### 2.2 主油缸结构及压力机动作分析

图 2 为改造前后主油缸结构图, 改造前主油缸有两个进出油口, 如图示为 A 口和 B 口, A 口对应为油缸活塞杆伸出杆反侧油腔, B 口对应为油缸活塞杆伸出杆一侧油腔, 其结构为常见的双作用单出杆液压缸, 活塞杆伸出和退回过程中, A 口和 B 口对应的油腔变化趋势相反, 改造后的主油缸为具有快速油路通道的专用油缸, 有三个进出油口, 如图示为 C 口、D 口和 E 口, 其结构与改造前油缸不同, C 口对应的油腔杆直径 45 mm, D 口对应为油缸活塞杆伸出杆一侧油腔, E 口对应为油缸活塞杆伸出杆反侧油腔, 活塞杆伸出和退回过程中, C 口和 E 口分别对应的油腔变化趋势相一致, 与 D 口对应油腔变化趋势相反.

压力机主油缸动作为快进、工进和回程三种模式, 其工进有两种速度可选, 改造前压力机的快

进是工进速度的两倍, 在油路上使用了差动回路, 压力油经过泵及换向阀后通过 A 口进入油缸活塞杆伸出杆反侧油腔, 油缸活塞杆伸出杆一侧油腔的压力油通过 B 口后经过 A 口流入油缸活塞杆伸出杆反侧油腔. 改造后, 快进动作是结合外置充液箱实现的, 压力油经过泵及换向阀后通过 C 口进入快速进油腔, 同时开启充液阀, 使滑块快速下行, 油缸活塞杆伸出杆反侧油腔形成真空, 将充液箱内的液压油吸入到油缸活塞杆伸出杆反侧油腔, 压力机实现快速进给, 活塞杆到达工进位置时, 关闭充液阀, 压力油经过泵及换向阀后通过 E 口进入油缸活塞杆伸出杆反侧油腔, 实现压力输出, 回程时, 压力油经过泵及换向阀后通过 D 口进入油缸活塞杆伸出杆一侧油腔, 同时打开充液阀, 活塞杆伸出杆反侧油腔的油液经过 E 口流回充液箱, 快速进油腔内的液压油经过 C 口及换向阀流回油箱. 副油缸动作为伸出和退回两种模式, 在改造中不做任何改动.

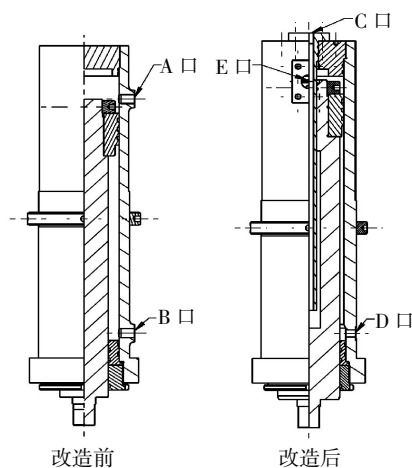


图 2 改造前后主油缸结构图

Fig.2 Structure of the master hydro-cylinder before and after the modification

### 2.3 变更液压原理图

根据主油缸改造前后结构及压力机动作分析, 需对液压原理图进行相应修改<sup>[3]</sup>, 与主油缸相连接的油路进行了改动, 使之与新的油缸相匹配, 与副油缸相连接的油路沿用原有的. 同时针对回程冲击现象, 采用顺序阀, 在保压时, 主油缸活塞杆伸出反侧油腔高压油开启顺序阀, 启动返程时, 油泵供出油经过顺序阀回油箱, 油泵处于低压供油阶段, 待主缸卸压完成后, 顺序阀关闭, 活塞回程, 消除了换向冲击现象, 且使油泵处于平稳的低压供油阶段, 避免了不必要的损耗. 图 3 为改造后的油路原理图.

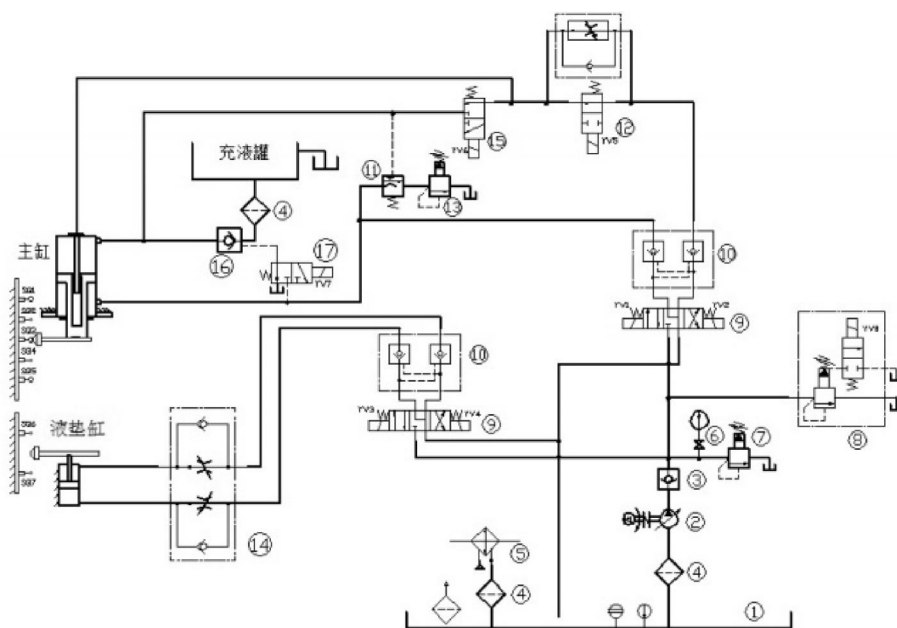


图 3 改造后的油路原理图

Fig.3 The oil circuit diagram after transformation

注:1.油箱;2.马达泵组;3.单向阀;4.滤油器;5.冷却器;6.压力表;7.安全阀;8.电磁溢流阀;9.电磁阀;10.液压锁;  
11.顺序阀;12.电磁节流阀;13.溢流阀;14.双向节流阀;15.工时电磁阀;16.充液阀;17.控制油电磁阀

### 3 改造实施及调试

#### 3.1 更换主油缸

更改后的主油缸外形尺寸和原有油缸的外形尺寸不一致,与上横梁安装尺寸不匹配,装配前对主油缸进行了车削,其尺寸公差参照改造前的油缸.在 D 进出油口增加了连接油嘴,方便管道连接.由于压力机所处的厂房不适宜机动叉车行走,安装时制作了简易安装架.

#### 3.2 设计油路块

利用 CAD 软件进行建模,模型如图 4 所示,设计时需充分考虑到各个液压阀的相互位置以及管道安装位置,考虑到旧液压站油箱上底板需追加加工特征较多,在油箱上板位置增加了垫板,用以安装油路块.

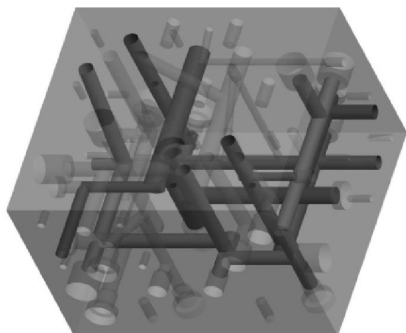


图 4 油路块

Fig.4 The oil circuit block

#### 3.3 增加充液箱

充液箱的容积按照活塞行程和直径得出,此处取 2 倍,其连接采用单层钢丝管,接头螺纹尺寸为 M45×2,副油箱接头采用车削后焊接,并加工了密封垫圈槽,保证了连接方便可靠.

#### 3.4 设计液压阀

此处所设计的阀门作用是压力机主油缸由工进模式转为回程模式时用于保证回程油路压力.在改造过程中提出了四种方案,方案一在液压站部分增加齿轮泵组,设立专用控制油路;方案二直接在上油腔进油管道另设立电磁阀引出控制油路;方案三在回程进油油路使用顺序阀,增加自制阀门.方案四是直接在回程进油油路增加溢流阀,取消顺序阀;方案一成本偏高,方案二快进模式时不能抑制活塞杆下降速度,且电磁阀存在内泻对保压造成负面影响,方案四回程活塞杆拉力受溢流阀限制,且存在换向冲击,综合考虑采用第三种方案.采用自制阀门,简单实用,成本低,且体积小,可以直接安装在油路块内.图 5 为自制阀门.

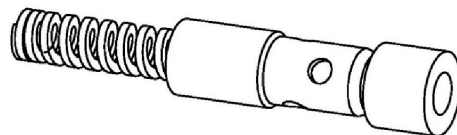


图 5 自制阀门

Fig.5 The self-made valve

### 3.5 调 试

在将各部件安装连接后,增加了两组继电器,更改相应的梯形图,首先对液压站进行空载运转,对压力机主油缸各动作进行点动测试,压力逐步从低到高,后进行了动作循环测试,主油缸快进和回程环节速度均大于 100 mm/s,在工进环节,采用了预生产产品测试,溢流阀压力设定从 5 MPa 逐步调至 25 MPa,压力机运行正常,在保压后回程环节没有出现换向冲击现象.

## 4 结 语

改造后的压力机在生产应用中运行稳定,达到改造前设计的技术指标,上述所提出并实施的改造方案是可行的,而且工程量较小,成本低.

## 致 谢

茶叶加工课题组在压力机测试过程中提供协助,并提出了有意义的建议.在此表示衷心感谢!

### 参考文献:

- [1] 蒙争争.四柱式液压机快速化改造[J].机床与液压, 2006(5):211-213.  
MENG Zheng-zheng. The Transforming of the Rapid Four-column Type Hydraulic Press[J]. Machine tool & hydraulics, 2006(5):211-213.(in Chinese)
- [2] 卢光贤,王立伦.机床液压传动与控制[M].西安:西北工业大学出版社,1999:153-169.  
LU Guang-xian, WANG Li-lun. Hydraulic transmission and control of machine tools [M]. Xian: Northwestern Polytechnical University Press, 1999:153-169. (in Chinese)
- [3] 毛智勇,徐胜利.YB32-500 四柱万能液压机液压系统故障分析与改造[J].液压与气动,2004(3):64-65.  
MAO Zhi-yong, XU Sheng-li. Hydraulic System Trouble Shooting and Refit for YB32-500 Four-pin Type Universal Hydraulic Press [J]. Chinese hydraulics & pneumatics, 2004(3):64-65.(in Chinese)

## Hydraulic system modification of Y32-63A hydraulic press

TENG Jing, GONG Zi-ming

Fruit and Tea Research Institute of Hubei Academy of Agricultural Sciences, Wuhan 430064, China

**Abstract:** The Y32-63A hydraulic press often exits some bugs such as the lower production efficiency and impact phenomenon during the new product development. We find that the master hydro-cylinder's structure limits the speed and the unreasonable design of oil-way leads to the impact phenomenon after analyzing the theoretical speed and the oil circuit diagram. The machine works well coming to the request of the expected operation parameters after it adopted new master hydro-cylinder and sequence valve and self-made valve.

**Keywords:** hydraulic press; modification; hydraulic system; master hydro-cylinder

本文编辑:陈小平